



**PCT**  
WELTORGANISATION FÜR GEISTIGES EIGENTUM  
Internationales Büro  
INTERNATIONALE ANMELDUNG VERÖFFENTLICHT NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE  
INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT)

<b>(51) Internationale Patentklassifikation <sup>6</sup> :</b>  B60T 13/16, 8/44	<b>A1</b>	<b>(11) Internationale Veröffentlichungsnummer:</b> WO 99/64284  <b>(43) Internationales Veröffentlichungsdatum:</b> 16. Dezember 1999 (16.12.99)
<b>(21) Internationales Aktenzeichen:</b> PCT/EP99/03913 <b>(22) Internationales Anmeldedatum:</b> 7. Juni 1999 (07.06.99)  <b>(30) Prioritätsdaten:</b> 198 25 110.6      5. Juni 1998 (05.06.98)      DE  <b>(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten ausser US):</b> LUCAS INDUSTRIES PUBLIC LIMITED COMPANY [GB/GB]; Stratford Road, Solihull B90 4LA (GB).  <b>(72) Erfinder; und</b> <b>(75) Erfinder/Anmelder (nur für US):</b> DIERINGER, Werner [DE/DE]; Urbarer Strasse 2, D-56179 Vallendar (DE). KINDER, Ralf [DE/DE]; Görgenstrasse 16, D-56337 Simmern (DE).  <b>(74) Anwalt:</b> VON HELLFELD, Axel; Wuesthoff & Wuesthoff, Schweigerstrasse 2, D-81541 München (DE).	<b>(81) Bestimmungsstaaten:</b> JP, KR, US, europäisches Patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).  <b>Veröffentlicht</b> Mit internationalem Recherchenbericht.	

**(54) Title:** BRAKE PRESSURE TRANSDUCER FOR A HYDRAULIC VEHICLE BRAKE SYSTEM

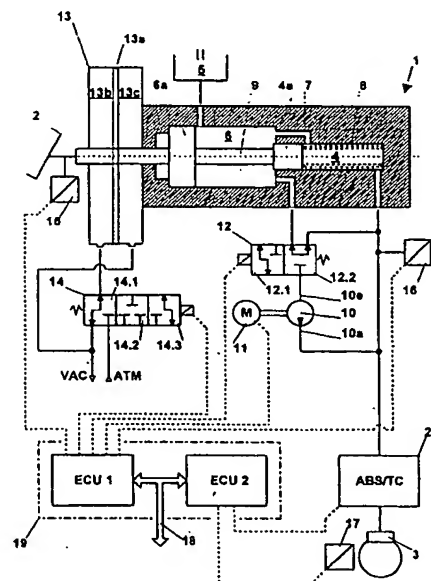
**(54) Bezeichnung:** BREMSDRUCKGEBERVORRICHTUNG FÜR EINE HYDRAULISCHE FAHRZEUGBREMSANLAGE

**(57) Abstract**

The invention relates to a brake pressure transducer for a hydraulic vehicle brake system which can be actuated by initiating an actuating force (FB) via an actuating element (2) in order to generate brake pressure for at least one wheel brake (3) by reducing the volume of a hydraulic chamber (4). Said brake pressure transducer is equipped with a brake booster (13) in order to superimpose a primary booster force (FS1) on the initiated actuating force (FB). The aim of the invention is to provide a brake pressure transducer which is more compact, can be produced at a lower cost, and which can be actuated more comfortably. To this end, an additional hydraulic chamber (6) is provided whose volume is likewise reduced when the actuating force (FB) is initiated. In addition, a pump (10, 10') is arranged between the output of the additional hydraulic chamber (6) and the at least one wheel brake (3). Said pump delivers in the direction from the additional hydraulic chamber (6) to the at least one wheel brake (3). The output (10a) of the pump (10, 10') is connected to the output of the hydraulic chamber (4) in order to superimpose a secondary booster force (FS2) on the initiated actuating force (FB) and/or on the primary booster force (FS1) so that the brake pressure is increased for the at least one wheel brake (3).

**(57) Zusammenfassung**

Es soll eine Bremsdruckgebervorrichtung für eine hydraulische Fahrzeugbremsanlage, die durch Einleiten einer Betätigungskraft (FB) über ein Betätigungselement (2) betätigbar ist, um durch Verkleinern des Volumens einer Hydraulikkammer (4) einen Bremsdruck für wenigstens eine Radbremse (3) zu erzeugen, und die mit einem Bremskraftverstärker (13) ausgestattet ist, um der eingeleiteten Betätigungskraft (FB) eine primäre Servokraft (FS1) zu überlagern, bereitgestellt werden, die kompakter und mit einem geringeren Kostenaufwand herstellbar sowie komfortabel betätigbar ist. Dies wird dadurch erreicht, daß eine zusätzliche Hydraulikkammer (6) vorgesehen ist, deren Volumen sich bei Einleiten der Betätigungskraft (FB) gleichfalls verkleinert, zwischen dem Ausgang der zusätzlichen Hydraulikkammer (6) und der wenigstens einen Radbremse (3) eine Pumpe (10, 10') angeordnet ist, die in Richtung von der zusätzlichen Hydraulikkammer (6) zu der wenigstens einen Radbremse (3) fördert, und der Ausgang (10a) der Pumpe (10, 10') mit dem Ausgang der Hydraulikkammer (4) verbunden ist, um der eingeleiteten Betätigungskraft (FB) und/oder der primären Servokraft (FS1) eine sekundäre Servokraft (FS2) zu überlagern, so daß der Bremsdruck für die wenigstens eine Radbremse (3) erhöht wird.



### LEDIGLICH ZUR INFORMATION

Codes zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AL	Albanien	ES	Spanien	LS	Lesotho	SI	Slowenien
AM	Armenien	FI	Finnland	LT	Litauen	SK	Slowakei
AT	Österreich	FR	Frankreich	LU	Luxemburg	SN	Senegal
AU	Australien	GA	Gabun	LV	Lettland	SZ	Swasiland
AZ	Aserbaidshan	GB	Vereinigtes Königreich	MC	Monaco	TD	Tschad
BA	Bosnien-Herzegowina	GE	Georgien	MD	Republik Moldau	TG	Togo
BB	Barbados	GH	Ghana	MG	Madagaskar	TJ	Tadschikistan
BE	Belgien	GN	Guinea	MK	Die ehemalige jugoslawische Republik Mazedonien	TM	Turkmenistan
BF	Burkina Faso	GR	Griechenland			TR	Türkei
BG	Bulgarien	HU	Ungarn	ML	Mali	TT	Trinidad und Tobago
BJ	Benin	IE	Irland	MN	Mongolei	UA	Ukraine
BR	Brasilien	IL	Israel	MR	Mauretanien	UG	Uganda
BY	Belarus	IS	Island	MW	Malawi	US	Vereinigte Staaten von Amerika
CA	Kanada	IT	Italien	MX	Mexiko		
CF	Zentralafrikanische Republik	JP	Japan	NE	Niger	UZ	Usbekistan
CG	Kongo	KE	Kenia	NL	Niederlande	VN	Vietnam
CH	Schweiz	KG	Kirgisistan	NO	Norwegen	YU	Jugoslawien
CI	Côte d'Ivoire	KP	Demokratische Volksrepublik Korea	NZ	Neuseeland	ZW	Zimbabwe
CM	Kamerun			PL	Polen		
CN	China	KR	Republik Korea	PT	Portugal		
CU	Kuba	KZ	Kasachstan	RO	Rumänien		
CZ	Tschechische Republik	LC	St. Lucia	RU	Russische Föderation		
DE	Deutschland	LI	Liechtenstein	SD	Sudan		
DK	Dänemark	LK	Sri Lanka	SE	Schweden		
EE	Estland	LR	Liberia	SG	Singapur		

## Bremsdruckgebervorrichtung für eine hydraulische Fahrzeugbremsanlage

## B E S C H R E I B U N G

5 Die Erfindung betrifft eine Bremsdruckgebervorrichtung für eine hydraulische Fahrzeugbremsanlage gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1. Weiterhin betrifft die Erfindung eine hydraulische Fahrzeugbremsanlage, die mit einer derartigen Bremsdruckgebervorrichtung ausgestattet ist, sowie ein Verfahren zum Betreiben einer derartigen Bremsdruckgebervorrichtung und einer damit ausgestatteten Fahrzeugbremsanlage.

10

Es ist allgemein bekannt, daß bei hydraulischen Fahrzeugbremsanlagen die Bremsdruckgebervorrichtung einen sogenannten Hauptbremszylinder umfasst, um einen Bremsdruck für die Radbremse zu erzeugen, der sich proportional zu der über das Betätigungselement - üblicherweise ein Bremspedal - eingeleiteten Betätigungskraft verhält. Ebenfalls ist es allgemein bekannt, die Bremsdruckgebervorrichtung auch mit einem Bremskraftverstärker aus-

15 zustatten, der zur Verstärkung der über das Betätigungselement eingeleiteten Betätigungskraft eine Servokraft überlagert. Als Bremskraftverstärker hierfür kommen sowohl pneumatische Verstärker, die nach dem Unterdruckprinzip arbeiten, als auch hydraulische Verstärker, die mit einer Hydraulikpumpe arbeiten, in Betracht.

20

Ein solcher pneumatischer Bremskraftverstärker ist zum Beispiel aus der DE 28 45 794 C2 bekannt, während ein solcher hydraulischer Bremskraftverstärker zum Beispiel aus der DE 44 43 869 A1 bekannt ist. Sowohl der pneumatische als auch der hydraulische Bremskraftverstärker weisen eine bewegliche Wand auf, die einen inneren Gehäuseraum in zwei Kam-

25 mern unterteilt, und eine Kraft über ein Übertragungselement auf den Hauptbremszylinder überträgt, wenn in Abhängigkeit von einer am Betätigungselement wirksamen Kraft die Kammern einem Druckunterschied ausgesetzt sind. Im unbetätigten Zustand sind die Kammern druckausgeglichen, so daß die bewegliche Wand keine Kraft auf das Ausgangsglied überträgt. Bei dem pneumatischen Verstärker geschieht die Herstellung des Druckunter-

30 schiedes dadurch, daß in einer Kammer mittels einer Unterdruckquelle ein Unterdruck erzeugt wird, während die andere Kammer mit Atmosphärendruck beaufschlagt wird. Demgegenüber wird bei dem hydraulischen Verstärker der Druckunterschied mittels einer Hydraulikpumpe erzeugt, deren Saugseite mit der einen Kammer und deren Druckseite mit der anderen Kammer verbunden ist, so daß die Hydraulikpumpe in Richtung von der einen Kam-

35 mer zu der anderen Kammer fördert, um eine Bremskraftverstärkung zu erreichen.

Dennoch ist eine derartige hydraulische Fahrzeugbremsanlage verbesserungswürdig. So wird die volle Bremskraftverstärkung nur bei etwa 10 Prozent aller auf ein Fahrzeug bezogenen Bremsungen benötigt. Es leuchtet nun ein, daß die Auslegung der Bremskraftverstärkung für die übrigen etwa 90 Prozent der Bremsungen überdimensioniert ist. Diese Überdimensionierung bedingt den Nachteil, daß ein relativer großer Einbauraum im Kraftfahrzeug erforderlich ist, wodurch Aufwand und Kosten entstehen.

Vor allem bei Einsatz eines pneumatischen Bremskraftverstärkers besteht ein direkter Zusammenhang zwischen Verstärkerleistung und Baugröße, das heißt je größer die geforderte Verstärkerleistung ist, desto größer baut der Bremskraftverstärker. Da die geforderte Verstärkerleistung im wesentlichen vom Fahrzeuggewicht abhängt, müssen in gehobeneren Fahrzeugklassen überwiegend sogenannte Tandemverstärker - also im Prinzip zwei hintereinander geschaltete Bremskraftverstärker - eingesetzt werden, wodurch weiterer Einbauraum mehr benötigt wird. Ein pneumatischer Bremskraftverstärker hat desweiteren den Nachteil, daß im Fahrzeug eine Unterdruckquelle bereitgestellt werden muss. Zwar kann bei einem mit Ottomotor ausgerüsteten Fahrzeug prinzipbedingt der im Ansaugtrakt erzeugte Unterdruck genutzt werden. Jedoch können starke Schwankungen des auf diese Weise erzeugten Unterdrucks die Leistungsfähigkeit der Bremsanlage, insbesondere im Hinblick auf die zukünftig ständig steigenden Leistungsanforderungen, nachteilig beeinflussen, so daß Aufwand und Kosten für die Bereitstellung einer unabhängigen Unterdruckquelle unumgänglich sind.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine verbesserte hydraulische Fahrzeugbremsanlage bereitzustellen, die kompakter und mit einem geringeren Kostenaufwand herstellbar sowie komfortabel betätigbar ist.

Dieser Aufgabe ist erfindungsgemäß mit einer Bremsdruckgebervorrichtung gelöst, die die im Patentanspruch 1 angegebenen Merkmale aufweist.

Erfindungsgemäß wird der bei Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung aufgrund der Verkleinerung des Volumens der Hydraulikkammer in der Radbremse anstehenden Bremsfluidmenge mittels der Pumpe zusätzlich die Bremsfluidmenge zugeführt, die aufgrund der Verkleinerung des Volumens der zusätzlichen Hydraulikkammer an der Eingangsseite der Pumpe ansteht. Diese mittels der Pumpe zusätzlich in die Radbremse geförderte Bremsfluidmenge bewirkt, daß sich in der Radbremse bzw. der Hydraulikkammer ein höherer Bremsdruck als der ursprünglich in der Hydraulikkammer erzeugte Bremsdruck einstellt. Auf

diese Weise wird eine sekundäre Servokraft bereitgestellt, mittels der sich in besonders vorteilhafter Weise eine Verstärkung der über das Betätigungselement eingeleiteten Betätigungskraft und/oder der vom Bremskraftverstärker bereitgestellten primären Servokraft erreichen läßt. Die Gesamtbetätigungskraft der Bremsdruckgebervorrichtung setzt sich somit zusammen aus der eingeleiteten Betätigungskraft, der primären und der sekundären Servokraft.

Dabei werden die bei einem Einsatz eines allgemein bekannten Bremskraftverstärkers zuvor dargelegten Nachteile vermieden, da der die primäre Servokraft bereitstellende Bremskraftverstärker eine erheblich geringere Verstärkung aufbringen muß. Im Fall eines pneumatischen Bremskraftverstärkers bedeutet dies konkret, daß ein einfacher Verstärker mit einem Durchmesser von 6 Zoll für ein Fahrzeug ausreichend ist, das bei einer konventionellen Fahrzeugbremsanlage zumindest mit einem Tandemverstärker eines Durchmessers von 8 und 9 Zoll ausgerüstet werden müßte. Hinzu kommt, weil ein erheblich "schwächerer" pneumatischer Bremskraftverstärker ausreicht, daß auch die Unterdruckquelle "schwächer" und insofern einfacher und mit einem geringeren Kostenaufwand ausgestaltet sein kann. Da ein "schwächerer" pneumatischer Bremskraftverstärker sich auch unempfindlicher gegenüber Schwankungen des Unterdrucks verhält, kann bei einem mit Ottomotor ausgerüsteten Fahrzeug sogar der prinzipbedingt im Ansaugtrakt erzeugte Unterdruck in unkritischer Weise genutzt werden.

Ein weiterer wesentlicher Vorteil ist, daß zwei voneinander unabhängige Servokräfte aufgebracht werden. Denn hierdurch besteht eine Redundanz, sollte es zu einem Ausfall entweder der die primäre Servokraft bereitstellenden Bremskraftverstärkers oder der die sekundäre Servokraft bereitstellenden Pumpe kommen, wodurch ein entscheidender Beitrag zur Erhöhung der Sicherheit der Fahrzeugbremsanlage geleistet wird.

Bei dem Bremskraftverstärker kann es sich zum einen um einen Bremskraftverstärker im üblichen Sinne handeln, der der über das Betätigungselement eingeleiteten Betätigungskraft eine fest vorgegebene primäre Servokraft überlagert. Zum anderen kann es sich um einen elektronisch steuerbaren Bremskraftverstärker handeln, der mittels eines elektrischen Aktuators steuerbar ist, um erstens die Bremsdruckgebervorrichtung anstelle oder zusätzlich zu einer Betätigung über das Betätigungselement zu betätigen und zweitens die primäre Servokraft einzustellen. Als elektrischer Aktuator kommt vorzugsweise eine Elektromagnetventilanordnung in Betracht, die einbauraumsparend in den elektronisch steuerbaren Bremskraftverstärker integriert ist. Durch die Verwendung eines elektronisch steuerbaren

Bremskraftverstärkers wird die Fahrzeugbremsanlage für die Durchführung von Not- bzw. Zielbremsungen sowie automatischen Bremsvorgängen beispielsweise zur Fahrdynamik-, Antriebsschlupf- sowie Abstandsregelung besonders geeignet.

- 5 In vorteilhafter Weise wird das Regelverhalten der Fahrzeugbremsanlage in Bezug auf Betätigungskomfort, womit Rückwirkungen auf das Betätigungselement (Bremspedal) gemeint sind, und Dosierbarkeit verbessert, wenn die Förderleistung der Pumpe mittels eines elektrischen Aktuators steuerbar ist, um die sekundäre Servokraft einzustellen. Als elektrischer Aktuator ist hier ein Elektromotor zu bevorzugen, dessen Drehzahl zur Einstellung der Förderleistung regelbar ist.
- 10

- Desweiteren kann eine Ventileinrichtung vorgesehen sein, durch die in einer ersten Stellung eine Fluidverbindung zwischen dem Ausgang der zusätzlichen Hydraulikkammer und dem Ausgang der Hydraulikkammer nur über die Pumpe besteht und in einer zweiten Stellung eine Fluidverbindung zwischen dem Ausgang der zusätzlichen Hydraulikkammer und dem Ausgang der Hydraulikkammer direkt besteht. Wenn die Ventileinrichtung sich in ihrer zweiten Stellung befindet, wird die Pumpe quasi überbrückt, so daß keine sekundäre Servokraft bereitgestellt wird. Folglich wird die über das Betätigungselement eingeleitete Betätigungskraft nur um die vom Bremskraftverstärker bereitgestellte primäre Servokraft verstärkt, was wie schon erwähnt für etwa 90 Prozent der Fahrzeugbremsungen ausreichend ist. Somit könnte der Antrieb der Pumpe permanent erfolgen, beispielsweise in dem einfacherweise mittels eines Antriebsriemens eine betriebliche Kopplung der Pumpe mit einem im Fahrzeug ohnehin vorhandenen Antriebsaggregat besteht. Nur dann wenn eine der mit einem Anteil von etwa 10 Prozent schon erwähnten Fahrzeugvollbremsungen durchzuführen ist, nimmt die Ventileinrichtung ihre erste Stellung ein, so daß über die Pumpe zusätzlich die sekundäre Servokraft bereitgestellt wird. Dazu ist in bevorzugter Weise die Ventileinrichtung elektromagnetisch betätigbar, wobei sie ihre erste Stellung als Betätigungsstellung und ihre zweite Stellung federbetätigt als Grundstellung einnimmt.
- 15
- 20
- 25

- 30 Da Fahrzeugbremsanlagen üblicherweise zwei getrennte Bremskreise aufweisen, ist vorgesehen, daß zu der Hydraulikkammer eine zweite Hydraulikkammer in Serie geschaltet ist, deren Volumen sich beim Betätigen der Bremsdruckgebervorrichtung gleichfalls verkleinert, um einen Bremsdruck für wenigstens eine weitere Radbremse zu erzeugen. Somit können die beiden Hydraulikkammern jeweils in einem ihnen zugeordnetem Bremskreis einen Bremsdruck für die jeweiligen Radbremsen erzeugen, unabhängig davon, ob für das Fahrzeug zum Beispiel eine Diagonal- oder eine Vorder-/Hinterachs-Aufteilung vorgesehen ist.
- 35

Damit sich in den Bremskreisen dergleiche Bremsdruck einstellt, ist die Bremsdruckgebervorrichtung so ausgelegt, daß beim Betätigen der Bremsdruckgebervorrichtung sich das Volumen der zweiten Hydraulikkammer in demgleichen Maße als das Volumen der Hydraulikkammer verkleinert. Idealerweise wird die zweite Hydraulikkammer dadurch gebildet, in dem  
5 in einer gemeinsamen Bohrung der Bremsdruckgebervorrichtung ein axial abdichtend und verschieblich angeordneter Schwimmkolben die beiden Hydraulikkammern voneinander trennt.

Damit eine sekundäre Servokraft in Größenordnung der vom Bremskraftverstärker bereitge-  
10 stellten primären Servokraft erzielt werden kann, ist die Bremsdruckgebervorrichtung so dimensioniert, daß beim Betätigen der Bremsdruckgebervorrichtung sich das Volumen der Hydraulikkammer in einem prozentual geringeren Maße als das Volumen der zusätzlichen Hydraulikkammer verkleinert.

15 Zur Steuerung der Bremsdruckgebervorrichtung ist eine elektronische Steuereinheit vorgesehen ist, die mittels Sensoren zumindest eine mit der Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehende Größe ermittelt, um in deren Abhängigkeit die elektrischen Aktuatoren anzusteuern. Dabei kann es sich bei der/den mit der Betätigung der  
20 Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehenden Größe(n) beispielsweise um das Bremslichtschaltersignal, den am Betätigungselement eingeleiteten Weg, die am Betätigungselement eingeleitete Kraft, die Geschwindigkeit mit der das Betätigungselement betätigt wird, die im Bremskraftverstärker anstehende Druckdifferenz, den in der Hydraulikkammer erzeugten Druck sowie daraus abgeleiteten Größen handeln. Bei den Aktuatoren, sofern elektrisch ansteuerbar, kann es sich beispielsweise um den die Pumpe antreibenden  
25 Elektromotor, die die Pumpe überbrückende Ventileinrichtung und die den Bremskraftverstärker steuernde Elektromagnetventilanordnung handeln. Dies gestattet im einfachsten Anwendungsfall, daß die Pumpe nur bei einer Betätigung des Betätigungselementes betätigt wird, so daß Antriebsenergie eingespart und permanent auftretende Antriebsgeräusche vermieden werden.

30

Zur Einsparung von Komponenten und somit Kosten wird entscheidend beigetragen, wenn eine Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung zwischen der Bremsdruckgebervorrichtung und der Radbremse angeordnet ist, wobei die Pumpe Bestandteil der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung ist. Dadurch wird die sekundäre Servokraft mittels der in der  
35 Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung ohnehin vorhandenen Pumpe bereitgestellt. Desweiteren ergibt sich in Bezug auf Einsparung von Einbauraum der Vorteil, daß die

Bremsdruckgebervorrichtung und die Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung zu einer kompakten Baueinheit integriert werden können. Desweiteren entfallen durch die Integration die ansonsten notwendigen Verbindungsleitungen zwischen der Bremsdruckgebervorrichtung und der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung, wodurch das Risiko von Leckagen minimiert und Systemsicherheit gewonnen wird.

Dabei ist für die Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung eine elektronische Steuereinheit vorgesehen, die mittels Sensoren zumindest eine mit dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehende Größe ermittelt, um in deren Abhängigkeit mittels elektrischen Stellgliedern den Bremsdruck in der wenigstens einen Radbremse zu steuern. Bei der/den mit dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehenden Größe(n) handelt es sich zum Beispiel um die Rad- bzw. Fahrzeuggeschwindigkeit(en), Rad- bzw. Fahrzeugverzögerung(en) sowie daraus abgeleiteten Referenzen; sofern die Fahrzeugbremsanlage auch zur Fahrdynamikregelung ausgelegt ist, um die Längs- bzw. Querschleunigung sowie den Lenkwinkel des Fahrzeugs und, sofern die Fahrzeugbremsanlage zur Abstandsregelung eingerichtet ist, um den Abstand zu einem Hindernis.

Ein Vorteil besteht nun, wenn die elektronische Steuereinheit der Bremsdruckgebervorrichtung und die elektronische Steuereinheit der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung über Datenleitungen miteinander kommunizieren oder eine gemeinsame elektronische Steuereinheit für die Bremsdruckgebervorrichtung und die vorgesehen ist. Hierdurch ist ein Betreiben der Bremsdruckgebervorrichtung in Abhängigkeit des Betriebszustandes der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung und umgekehrt möglich. Vor allem aber können die elektrischen Aktuatoren der Bremsdruckgebervorrichtung in Abhängigkeit von der/den mit dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehenden Größe(n) gesteuert werden, gleichermaßen kann die Steuerung der elektrischen Stellglieder der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung in Abhängigkeit von der/den mit der Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehenden Größe(n), die unter anderem den Bremswunsch des Fahrzeugführers repräsentieren, erfolgen. Falls die elektronischen Steuereinheiten der Bremsdruckgebervorrichtung und der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung als separate Einheiten ausgeführt sind, kann in vorteilhafter Weise als Datenleitung für die Kommunikation ein im Fahrzeug ohnehin vorhandenes Bussystem, wie zum Beispiel CAN-Bus, mitverwendet werden.

Ein besonders vorteilhaftes Betriebsverfahren besteht darin, daß dann, wenn der Gradient Bremsdruck zu Gesamtbetätigungskraft durch die eingeleitete Betätigungskraft



und/oder die primäre Servokraft bestimmt ist, und der Gradient Bremsdruck zu Gesamtbetätigungskraft einen vorgegebenen Gradienten unterschreitet, die sekundäre Servokraft der eingeleiteten Betätigungskraft und/oder der primären Servokraft in einem solchen Maße überlagert wird, daß der vorgegebene Gradient zumindest aufrechterhalten wird. Hierdurch ergibt sich eine sehr wirtschaftliche Betriebsweise, vor allem dann wenn der Gradient Bremsdruck zu Gesamtbetätigungskraft durch die eingeleitete Betätigungskraft und die primäre Servokraft wie bei einer konventionellen Bremsdruckgebervorrichtung bestimmt ist. Somit ist durch die Pumpe die sekundäre Servokraft erst dann zusätzlich aufzubringen, wenn die vom Bremskraftverstärker bereitgestellte primäre Servokraft aufgebraucht ist, also im Vergleich zu einer konventionellen Bremsdruckgebervorrichtung der Aussteuerpunkt des Bremskraftverstärkers erreicht ist. Die Verstärkungskennlinie wird also mittels der von der Pumpe ab Erreichen des Aussteuerpunktes bereitgestellten sekundären Servokraft, über den Aussteuerpunkt hinaus verlängert. Ein Anwendungsbeispiel hierfür bilden die eingangs schon erwähnten Fahrzeugbremsungen mit einem Anteil von 10 Prozent, für die eine hohe (volle) Bremskraftverstärkung benötigt wird.

Weiterhin ist es zum Betreiben besonders vorteilhaft so zu verfahren, daß dann, wenn der Gradient Bremsdruck zu Gesamtbetätigungskraft durch die eingeleitete Betätigungskraft und/oder die primäre Servokraft bestimmt ist und einem vorgegebenen Gradienten entspricht, und zumindest eine mit der Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehende Größe von einem vorgegebenen Wert abweicht, und/oder zumindest eine mit dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehende Größe von einem vorgegebenen Wert abweicht, die sekundäre Servokraft der eingeleiteten Betätigungskraft und/oder der primären Servokraft in einem solchen Maße überlagert wird, daß der Gradient Bremsdruck zu Gesamtbetätigungskraft einem weiteren vorgegebenen Gradienten entspricht, der größer als der vorgegebene Gradient ist. Sofern der Gradient Bremsdruck zu Gesamtbetätigungskraft durch die eingeleitete Betätigungskraft und die primäre Servokraft wie bei einer konventionellen Bremsdruckgebervorrichtung bestimmt ist, wird hier folglich im Vergleich zu einer konventionellen Bremsdruckgebervorrichtung bereits vor Erreichen des Aussteuerpunktes des Bremskraftverstärkers die sekundäre Servokraft zusätzlich aufgebracht. Es erfolgt also eine Umschaltung auf eine steilere Verstärkungskennlinie. Ein Anwendungsbeispiel hierfür ist eine Not- bzw. Zielbremsung, die ausgeführt wird, wenn der Fahrerwunsch, der sich aus der mit der Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehenden Größe(n) ergibt, eine höhere Fahrzeugverzögerung verlangt, als die tatsächliche Fahrzeugverzögerung, die sich aus der Auswertung der mit dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehenden Größe(n) ergibt.

Damit die volle Verstärkung von der Bremsdruckgebervorrichtung aufgebracht wird, entspricht der vorgegebene Gradient dem Gradienten, der sich bei maximaler primärer Servokraft ergibt. Desweiteren entspricht der weitere vorgegebene Gradient dem Gradienten, der sich bei maximaler primärer Servokraft und maximaler sekundärer Servokraft ergibt.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand der Zeichnungen erläutert. Dazu zeigen:

Fig. 1 schematisch eine hydraulische Fahrzeugbremsanlage mit einer erfindungsgemäßen Bremsdruckgebervorrichtung,

Fig. 2 schematisch eine alternative hydraulische Fahrzeugbremsanlage mit einer erfindungsgemäßen Bremsdruckgebervorrichtung, und

Fig. 3 ein Diagramm mit dem Kennfeld der erfindungsgemäßen Bremsdruckgebervorrichtung.

Die in Fig. 1 dargestellte hydraulische Bremsanlage weist eine Bremsdruckgebervorrichtung 1 auf, die über ein Bremspedal 2 betätigbar ist, um einen Bremsdruck für eine Radbremse 3 zu erzeugen. Die Erzeugung des Bremsdruckes erfolgt in einer Hydraulikkammer 4, an die die Radbremse 3 angeschlossen ist.

Für die Versorgung mit Bremsfluid ist ein Reservoir 5 vorgesehen. Das Reservoir ist mit einer zusätzlichen Hydraulikkammer 6 verbunden, die über einen Kanal 7 mit der Hydraulikkammer 4 verbunden ist. Es kann aber auch vorgesehen sein, daß das Reservoir 5 anstatt mit der weiteren Hydraulikkammer 6 mit der Hydraulikkammer 4 verbunden ist, oder daß die weitere Hydraulikkammer 6 und die Hydraulikkammer 4 mit dem Reservoir 5 verbunden sind, so daß der Kanal 7 zur Verbindung der Kammern 6, 4 nicht erforderlich ist.

Zur Erzeugung des Bremsdruckes wird die Hydraulikkammer 4 auf einer Seite von einem axial verschiebbaren Kolben 4a begrenzt. Die Verschiebung des Kolbens 4a erfolgt bei Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung 1 durch Einleiten einer Betätigungskraft FB über das Bremspedal 2. Eine Federanordnung 8 wirkt der Verschiebung des Kolbens 4a bei Betätigung des Bremspedals 2 entgegen und bewirkt, daß die Bremsdruckgebervorrichtung 1 im unbetätigten Zustand die Grundstellung wie in Fig. 1 dargestellt einnimmt. In der Grundstellung nimmt der Kolben 4a eine Position ein, in der der zur zusätzlichen Hydraulikkammer

6 verbindende Kanal 7 geöffnet ist, so daß die Hydraulikkammer 4 mit dem Reservoir 5 in Verbindung steht. Wird demgegenüber die Bremsdruckgebervorrichtung in ihre Betätigungsstellung überführt, so wird der Kanal 7 durch Verschiebung des Kolbens 4a nach rechts verschlossen und das Volumen der Hydraulikkammer 4 verkleinert, wodurch ein Bremsdruck  $p$  für die Radbremse 3 erzeugt wird. Der Bremsdruck  $p$  ergibt sich dabei in bekannter Weise in Abhängigkeit von der über das Bremspedal 2 eingeleiteten Betätigungskraft  $FB$  und der Arbeitsfläche  $A_4$  des Kolbens 4a ( $p = FB / A_4$ ). Da es sich bei der Arbeitsfläche  $A_4$  des Kolbens 4 um einen bekannten in der Regel sich nicht ändernden Systemparameter handelt, ist der für die Radbremse 3 erzeugte Bremsdruck  $p$  proportional zu der über das Bremspedal 2 eingeleiteten Betätigungskraft  $FB$  ( $p \sim FB$ ).

Die bereits erwähnte zusätzliche Hydraulikkammer 6 wird auf einer Seite von einem axial verschiebbaren weiteren Kolben 6a begrenzt, dessen Verschiebung nach rechts gleichfalls bei Betätigung des Bremspedals 2 erfolgt. Da die Kolben 6a, 4a über ein starres Verbindungsglied 9 betrieblich gekoppelt sind, werden die Kolben 6a, 4a bei Betätigung des Bremspedals synchron in axialer Richtung entgegen der Wirkung der Federanordnung 8 verschoben. Durch die betriebliche Kopplung der Kolben 6a, 4a bewirkt die Federanordnung 8, daß bei unbetätigtem Bremspedal 2 auch der weitere Kolben 6a seine Grundstellung einnimmt, in der die zusätzliche Hydraulikkammer 6 mit dem Reservoir 5 in Verbindung steht.

Zur Verstärkung der über das Bremspedal 2 eingeleiteten Betätigungskraft  $FB$  stellt ein Bremskraftverstärker 13 eine primäre Servokraft  $FS1$  bereit. Der Bremskraftverstärker 13 weist ein Gehäuse auf, das von einer beweglichen Wand 13a in eine Druckkammer 13b und eine Vakuumkammer 13c unterteilt ist, wobei die bewegliche Wand 13a eine betriebliche Kopplung zu den Kolben 6a, 4a der Bremsdruckgebervorrichtung aufweist. Die Vakuumkammer 13c ist an eine nicht näher dargestellte Vakuumquelle  $VAC$  angeschlossen, während die Druckkammer 13b mit der umgebenden Atmosphäre  $ATM$  verbindbar ist. Besteht eine Verbindung der Druckkammer 13b mit der Atmosphäre  $ATM$ , so wird eine Druckdifferenz an der beweglichen Wand 13a wirksam, in deren Abhängigkeit die primäre Servokraft  $FS1$  erzeugt wird, um die über das Bremspedal eingeleitete Betätigungskraft  $FB$  zu überlagern. Sind dagegen die Druckkammer 13b und die Vakuumkammer 13c miteinander verbunden, so ist keine Druckdifferenz an der beweglichen Wand 13a wirksam und es wird keine primäre Servokraft  $FS1$  erzeugt.

Mittels eines elektromagnetisch betätigten Drei/Drei-Wegeventils 14 ist der Bremskraftverstärker 13 elektronisch steuerbar. In einer ersten Stellung 14.1 (federbetätigte

Grundstellung) sind die Druckkammer 13b und die Vakuumkammer 13c miteinander verbunden, so daß keine Druckdifferenz an der beweglichen Wand 13a wirksam ist bzw. eine an der beweglichen Wand 13a bestehende Druckdifferenz abgebaut wird. In einer zweiten Stellung 14.2 sind die Druckkammer 13b und die Vakuumkammer 13c separat abgesperrt, so daß eine an der beweglichen Wand 13a bestehende Druckdifferenz (konstant) aufrecht-  
5 erhalten wird. In einer dritten Stellung 14.3 ist die Druckkammer 13b mit der umgebenden Atmosphäre ATM verbunden, so daß wegen der Verbindung der Vakuumkammer 13c zu der Vakuumquelle VAC eine Druckdifferenz an der beweglichen Wand 13a aufgebaut bzw. eine an der beweglichen Wand 13a bestehende Druckdifferenz erhöht wird. Somit läßt sich  
10 durch aufeinanderfolgenden Wechsel unter den Stellungen 14.1, 14.2 sowie 14.3 die Druckdifferenz an der beweglichen Wand 13a und damit die primäre Servokraft FS1 auf komfortable Weise einstellen. Wesentlich ist ebenfalls, daß es aufgrund der elektronischen Steuerbarkeit des Bremskraftverstärkers 13 möglich ist die Bremsdruckgebervorrichtung nicht nur zusätzlich zu einer Betätigung über das Bremspedal 2, sondern auch anstelle einer Betäti-  
15 gung über das Bremspedal 2 zu betätigen.

Um die über das Bremspedal 2 eingeleitete Betätigungskraft FB und/oder die von dem Bremskraftverstärker 13 erzeugte primäre Servokraft FS1 weiter zu verstärken, ist eine Hydraulikpumpe 10 vorgesehen, die eine sekundäre Servokraft FS2 erzeugt, so daß sich die  
20 Gesamtbetätigungskraft der Bremsdruckgebervorrichtung aus eingeleiteter Betätigungskraft FB, primärer und sekundärer Servokraft FS1, FS2 ergibt. Dazu steht die zusätzliche Hydraulikkammer 6 in Verbindung mit der Eingangsseite 10e der Hydraulikpumpe 10, deren Ausgangsseite 10a mit der Radbremse 3 bzw. der Hydraulikkammer 4 verbunden ist. Bei Betätigung des Bremspedals 2 wird durch die Verschiebung des weiteren Kolbens 6a auch  
25 die Verbindung von dem Reservoir 5 zu der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 abgesperrt und das Volumen der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 verkleinert. Das aufgrund der Volumenverkleinerung überschüssige Bremsfluid wird mittels der Hydraulikpumpe 10 in die Radbremse 3 bzw. die Hydraulikkammer 4 gefördert und führt bei sich nicht ändernder eingeleiteter Betätigungskraft FB und/oder primärer Servokraft FS1 zu einer Erhöhung des  
30 Bremsdrucks  $p$ , oder - anders ausgedrückt - die eingeleitete Betätigungskraft FB und/oder die primäre Servokraft FS1 werden durch die sekundäre Servokraft FS2 verstärkt.

Dabei hängt das Maß der durch die sekundäre Servokraft FS2 bewirkten Verstärkung davon ab, wie sich bei Betätigung des Bremspedals 2 die Volumina der Hydraulikkammern 6,  
35 4 im Verhältnis zueinander ändern. Insbesondere um eine Verstärkung in der Größenordnung eines allgemein bekannten (pneumatischen) Bremskraftverstärkers zu erzielen, muß

sich bei Betätigung des Bremspedals 2 das Volumen der Hydraulikkammer 4 in einem geringeren Masse als das Volumen der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 verkleinern. Ausgehend von einer zylinderförmigen Gestalt der Hydraulikkammern 6, 4 sowie einer bei Betätigung des Bremspedals 2 synchronen Verschiebung der Kolben 6a, 4a um die gleiche Wegstrecke  $s$  in axialer Richtung, hängen die Volumina der Hydraulikkammern 6, 4 nur von den Arbeitsflächen  $A_6$ ,  $A_4$  der Kolben 6a, 4a ab. Dies bedeutet, daß die Arbeitsfläche  $A_6$  des weiteren Kolbens 6a grösser sein muss als die Arbeitsfläche  $A_4$  des Kolbens 4a, damit sich das Volumen der Hydraulikkammer 4 in einem geringeren Masse als das Volumen der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 verkleinert. Bezogen auf Fig. 1 und 2 sei noch angemerkt, daß hier unter der Arbeitsfläche  $A_6$  die Querschnittsfläche des weiteren Kolbens 6a abzüglich der Querschnittsfläche des Verbindungsglieds 9 und unter der Arbeitsfläche  $A_4$  die Querschnittsfläche des Kolbens 4a zu verstehen sind. Dabei lässt sich das Maß der Verstärkung bzw. das Übersetzungsverhältnis  $i$  auf einfache Weise gemäss der Beziehung  $i = 1 + A_6 / A_4$  bestimmen. Bei kompakten Abmessungen der Bremsdruckgebervorrichtung 1, beispielsweise einem Durchmesser des Kolbens 4a von 10 mm, einem Durchmesser des weiteren Kolbens 6a von 24,5 mm sowie einem Durchmesser des Verbindungsglieds 9 von 4,5 mm, ergibt sich ein Übersetzungsverhältnis von  $i = 5$ . Für den Sonderfall, daß die Arbeitsflächen  $A_6$ ,  $A_4$  gleich gross sind ( $A_6 = A_4$ ), gilt das Übersetzungsverhältnis von  $i = 2$ .

Der Antrieb der Hydraulikpumpe 10 könnte permanent erfolgen, wozu eine betriebliche Kopplung der Hydraulikpumpe 10 mit einem im Fahrzeug ohnehin vorhandenen Antriebsaggregat denkbar wäre, was auf einfache Weise, beispielsweise mittels eines Antriebsriemens, realisierbar ist. Dabei würde funktionsgerecht bei unbetätigtem Bremspedal 2 in der Radbremse 3 kein Bremsdruck erzeugt, da in diesem Fall Bremsfluid aus der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 über den weiteren Kanal 11a von der Hydraulikpumpe 10 über die Hydraulikkammer 4 und den Kanal 7 lediglich umgepumpt wird. Dagegen wird bei betätigtem Bremspedal 2 ein Bremsdruck in der Radbremse 3 in der zuvor erläuterten Weise erzeugt, da in diesem Fall die Hydraulikkammern 6, 4 nicht miteinander in Verbindung stehen, so daß ein Umpumpen von Bremsfluid nicht möglich ist.

Allerdings ist es nicht nur aus Gründen der Einsparung von Antriebsenergie besser, wenn ein Antrieb zur Betätigung der Hydraulikpumpe 10 nur dann erfolgt, wenn das Bremspedal 2 betätigt wird oder eine Erzeugung der sekundären Servokraft FS2 überhaupt gewünscht ist. Deshalb ist für den Antrieb der Hydraulikpumpe 10 ein Elektromotor 11 vorgesehen, der von einer elektronischen Steuereinheit ECU1 angesteuert ist. Die elektronische Steuereinheit

ECU1 erfasst mittels Sensoren 15, 16 mit der Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehende Größen und wertet diese aus, um in deren Abhängigkeit neben dem Elektromotor 11 auch das elektromagnetisch betätigte Drei/Drei-Wegeventil 14 zur Einstellung der primären Servokraft FS1 anzusteuern. Dabei erfaßt der Sensor 15 beispielsweise den Betätigungsweg, die Betätigungsgeschwindigkeit oder die Betätigungskraft an dem Bremspedal 2, während der Sensor 16 den in der Hydraulikkammer 4 erzeugten Bremsdruck erfaßt. Einfachstensfalls entspricht der Sensor 15 dem im Fahrzeug ohnehin vorhandenen Bremslichtschalter, der den Betätigungszustand des Bremspedals 2 als logisches Ein-/Aussignal wiedergibt, in dessen Abhängigkeit eine Ansteuerung des Elektromotors 11 immer dann vorgenommen wird, wenn eine Betätigung des Bremspedals 2 erfolgt.

Auch kann vorgesehen sein, daß die elektronische Steuereinheit ECU1 über das den Elektromotor 11 ansteuernde Signal die Drehzahl des Elektromotors 11 verändern kann, um die Förderleistung der Hydraulikpumpe 10 variabel einzustellen. Dies erfolgt idealerweise in Abhängigkeit von der/den mit der Betätigung des Bremspedals 2 in Beziehung stehenden Größe(n). Die Sensoren zur Erfassung der mit der Betätigung des Bremspedals 2 in Beziehung stehenden Grösse können aber auch innerhalb der Bremsdruckgebervorrichtung 1 angeordnet sein, wenn zum Beispiel die im Bremskraftverstärker 13 an der beweglichen Wand anstehende Druckdifferenz oder der Verschiebeweg der Kolben 6a, 4a erfaßt werden soll. Vorteilhaft ist die Erfassung des Verschiebewegs der Kolben 6a, 4a. Da nämlich die Arbeitsfläche  $A_6$  des Kolbens 6a eine bekannte in der Regel sich nicht ändernde Systemgrösse ist, ist die bei Betätigung des Bremspedals 2 auftretende Veränderung des Volumens  $V_6$  der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 proportional zu dem Verschiebeweg  $s$ , um den der weitere Kolben 6a axial verschoben wird ( $V_6 = s \cdot A_6$ ). Damit besteht die Möglichkeit die Förderleistung der Hydraulikpumpe 10 in Abhängigkeit von der Veränderung des Volumens der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 einzustellen, wodurch sich ein nahezu ideales Regelverhalten erzielen läßt.

Die Hydraulikpumpe 10 ist nur für eine Förderrichtung, nämlich von der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 zu der Radbremse 3, ausgelegt. Damit die Hydraulikpumpe 10 in Richtung von der Radbremse 3 zu der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 nicht durchströmbar ist, weist die Hydraulikpumpe 10 auf der Eingangs- und Ausgangsseite 10e, 10a Rückschlagventile auf, die vorzugsweise in die Hydraulikpumpe 10 integriert sind und von daher nicht dargestellt sind. Damit wird erreicht, daß bei betätigter Bremsdruckgebervorrichtung 1 und nicht betätigter Hydraulikpumpe 10, also bei nicht angesteuertem Elektromotor 11, ein Bremsdruck in der Radbremse 3 zumindest zeitweise konstant gehalten werden kann.

Zwischen den Ausgängen der Hydraulikkammern 4, 6 und der Eingangsseite 10e der Hydraulikpumpe 10 ist ein elektromagnetisch betätigtes Drei/Zwei-Wegeventil 12 angeordnet, das von der elektronischen Steuereinheit ECU1 angesteuert wird. In der ersten Stellung 12.1 besteht eine unmittelbare Verbindung zwischen der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 und der Radbremse 3 nur über die Hydraulikpumpe 10. In der zweiten Stellung 12.2 (federbetätigte Grundstellung) besteht eine unmittelbare Verbindung zwischen der zusätzlichen Hydraulikkammer 6, der Hydraulikkammer 4 und der Radbremse 3, wobei die Verbindung zu der Hydraulikpumpe 10 abgesperrt ist, die Hydraulikpumpe 10 also überbrückt wird.

10

Befindet sich die Ventileinrichtung 12 in ihrer ersten Stellung 12.1, so kann Bremsfluid aus der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 nur über das eigentliche Stellglied, nämlich die Hydraulikpumpe 10, in die Radbremse 3 gelangen kann, was insbesondere für die Realisierung der zuvor erwähnten Regelverhalten, bei denen die Förderleistung der Hydraulikpumpe 10 eingestellt wird, bedeutsam ist. Deshalb wird, sobald eine Betätigung des Bremspedals 2 erfolgt oder die sekundäre Servokraft FS2 bereitzustellen ist, die Ventileinrichtung 12 in ihre ersten Stellung 12.1 überführt. Dann, wenn die Betätigung des Bremspedals 2 zurückgenommen oder die sekundäre Servokraft FS2 nicht mehr erforderlich ist, wird die Ventileinrichtung 12 in ihre zweite Stellung 12.2 zurückgeführt, so daß Bremsfluid aus der Radbremse 3 nicht nur über die Hydraulikkammer 4 und den Kanal 7, sondern auch über die zusätzliche Hydraulikkammer 6 in das Reservoir 5 zurückströmen kann. Damit wird vermieden, daß bei Zurücknahme der Betätigung des Bremspedals 2 sich der Bremsdruck in der Radbremse 3 mit einem verhältnismässig kleineren Zeitgradienten reduziert als dem Zeitgradienten, mit dem sich bei Betätigung des Bremspedals 2 der Bremsdruck in der Radbremse 3 erhöht. Dies führt also zu einer nicht unwesentlichen Verbesserung des dynamischen Verhaltens der hydraulischen Bremsanlage. Idealerweise ist die Charakteristik der hydraulischen Bremsanlage so ausgelegt, daß die Zeitgradienten bei der Druckerhöhung und der Druckreduzierung übereinstimmend sind.

30 Es versteht sich, daß die Ventileinrichtung 12 anstelle der elektromagnetischen eine druckgesteuerte Betätigung aufweisen kann, wobei die Druckbetätigung vorzugsweise in Abhängigkeit von einem in der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 erzeugten Druck erfolgt. Alternativ kann die Ventileinrichtung 12 auch Mittel zur Einstellung der Durchflußmenge aufweisen, um indirekt die Förderleistung der Hydraulikpumpe 10 einzustellen, falls die Förderleistung der Hydraulikpumpe 10 selbst konstant (nicht einstellbar) ist. Weiterhin besteht die Alternative

35

eine Hydraulikpumpe einzusetzen, die für zwei Förderrichtungen ausgelegt ist, wodurch sich die Ventileinrichtung 12 einsparen läßt.

5 Zwischen der Bremsdruckgebervorrichtung 1 und der Radbremse 3 ist eine Antiblockierregelvorrichtung 20 vorgesehen, die über eine elektronische Steuereinheit ECU2 angesteuert wird. Dazu ermittelt die elektronische Steuereinheit ECU2 mit dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehende Größen, wozu mittels Sensoren 17 das Drehverhalten des der Radbremse 3 zugeordneten Fahrzeugrades erfaßt wird. Über zumindest eine Kommunikationsleitung 18 kommunizieren die elektronischen Steuereinheiten ECU1, ECU2  
10 der Bremsdruckgebervorrichtung 1 und der Antiblockierregelvorrichtung 20 miteinander, um Daten auszutauschen. Es besteht aber auch die Möglichkeit die elektronischen Steuereinheiten ECU1, ECU2 zu einer gemeinsamen elektronischen Steuereinheit 19 zusammenzufassen.

15 Die in Fig. 2 gezeigte alternative hydraulische Fahrzeugbremsanlage ist weitgehend identisch zu der in Fig. 1 dargestellten hydraulischen Fahrzeugbremsanlage. Ein Unterschied ist, daß der Bremskraftverstärker nicht elektronisch steuerbar ist, so daß zum einen die primäre Servokraft FS1 nicht eingestellt werden kann, zum anderen eine Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung anstelle einer Betätigung über das Bremspedal 2 nicht erfolgen kann. Ein wesentlicher Unterschied ist jedoch, daß die Hydraulikpumpe 10', die ohnehin  
20 Bestandteil der Antiblockierregelvorrichtung 20 ist, auch die Funktion der Hydraulikpumpe zur Erzeugung der sekundären Servokraft FS2 übernimmt.

Die Antiblockierregelvorrichtung 20 umfasst ein erstes und zweites Ventil 21, 22, um den  
25 Bremsdruck in der Radbremse 3 durch Einstellung von Druckaufbau-, Druckhalte- sowie Druckabbauphasen zu modulieren. Weiterhin umfasst die Antiblockierregelvorrichtung 13 eine Speicherkammer 23, in die während einer Druckabbauphase Bremsfluid von der Radbremse abgelassen wird, sowie die Hydraulikpumpe 10', um Bremsfluid von der Speicherkammer 23 in die Bremsdruckgebervorrichtung 1 bzw. die Radbremse 3 zurückzufördern.  
30 Die Ventile 21, 22 sind elektromagnetisch betätigbar und die Hydraulikpumpe 10' ist von einem Elektromotor 11' angetrieben, wobei die jeweiligen Ansteuersignale von der elektronischen Steuereinheit ECU2 bereitgestellt werden. Die elektronische Steuereinheit ECU2 nimmt bei Erkennung einer Blockiertendenz an einem der Räder die erforderliche Ansteuerung der Ventile 22 sowie der Hydraulikpumpe 10' vor. Das erste Ventil 21 verbindet im nicht  
35 angesteuerten Zustand 21.1 die Bremsdruckgebervorrichtung 1 mit der Radbremse 3, wogegen die zweite Ventileinrichtung 22 im nicht angesteuerten Zustand 22.1 die Verbindung



der Radbremse 3 mit der Speicherkammer 23 sperrt, so daß ein Bremsdruck in der Radbremse 3 aufgebaut werden kann. Soll ein Bremsdruck in der Radbremse 3 konstant gehalten werden, so wird die erste Ventileinrichtung 21 in ihren angesteuerten Zustand 21.2 gebracht, in dem die Verbindung der Bremsdruckgebervorrichtung 1 mit der Radbremse 3 gesperrt ist. Um einen Bremsdruck in der Radbremse 3 abzubauen, werden die erste und die zweite Ventileinrichtung 21, 22 in ihre angesteuerten Zustände 21.2, 22.2 gebracht, wobei die Verbindung der Bremsdruckgebervorrichtung 1 mit der Radbremse 3 gesperrt ist und die Radbremse 3 mit der Speicherkammer 23 verbunden ist.

10 Damit bei Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung 1 kein Bremsfluid von der zusätzlichen Hydraulikkammer 6 in die Speicherkammer 23 entweichen kann, sondern zur Vorladung unmittelbar der Eingangsseite der Hydraulikpumpe 10' zugeführt wird, ist zwischen der Eingangsseite der Hydraulikpumpe 10' und der Speicherkammer 23 ein Rückschlagventil 24 angeordnet, das eine Strömungsverbindung nur in Richtung von der Speicherkammer 23 zu  
15 der Eingangsseite der Hydraulikpumpe 10' zulässt.

Wesentlich ist hierbei, daß die elektronischen Steuereinheiten ECU1, ECU2 der Bremsdruckgebervorrichtung 1 und der Antiblockierregelvorrichtung 20 miteinander kommunizieren, oder eine gemeinsamen elektronischen Steuereinheit 19 vorhanden ist. Da die Ansteuerung der Hydraulikpumpe 10' seitens der elektronischen Steuereinheit ECU2 der Antiblockierregelvorrichtung 20 erfolgt, muß die elektronische Steuereinheit ECU1 der Bremsdruckgebervorrichtung 1 den Ansteuerungswunsch an die elektronische Steuereinheit ECU2 der Antiblockierregelvorrichtung 20 weiterleiten. Ebenso muß die elektronische Steuereinheit ECU2 der Antiblockierregelvorrichtung 20 der elektronischen Steuereinheit ECU1 der Bremsdruckgebervorrichtung 1 mitteilen, wenn eine Antiblockierregelung aktiv ist, damit die Ventileinrichtung 12 seitens der elektronischen Steuereinheit ECU1 der Bremsdruckgebervorrichtung 1 in ihre zweite Stellung 12.2 überführt wird, so daß die Hydraulikpumpe 10' während der Antiblockierregelung Bremsfluid ausschließlich aus der Speicherkammer 23 fördert.

30

In Fig. 1 und 2 ist einfacherweise jeweils nur ein Bremskreis mit einer Radbremse dargestellt. Ein zweiter Bremskreis wird bereitgestellt, in dem zu der Hydraulikkammer 4 eine zweite Hydraulikkammer in Serie geschaltet wird, wobei ein Schwimmkolben die beiden Kammern voneinander trennt.

35

Ein Diagramm mit dem Kennfeld der Bremsdruckgebervorrichtung ist in Fig. 3 dargestellt, wobei der erzeugte Bremsdruck  $p$  in Abhängigkeit von der von der Bremsdruckgebervorrichtung aufgebrauchten Gesamtbetätigungskraft  $F$  dargestellt ist. Wie schon erwähnt ergibt sich die Gesamtbetätigungskraft  $F$  als Funktion der über das Bremspedal 2 eingeleiteten Betätigungskraft  $FB$ , der vom Bremskraftverstärker 13 erzeugten primären Servokraft  $FS1$  und der von der Hydraulikpumpe 10 bzw. 10' erzeugten sekundären Servokraft  $FS2$  ( $F = f(FB, FS1, FS2)$ ).

Die untere Kennlinie zeigt den Fall, wenn weder die primäre noch die sekundäre Servokraft  $FS1$ ,  $FS2$  wirksam ist ( $FS1 = 0$ ,  $FS2 = 0$ ), also der Bremsdruck  $p$  nur aufgrund der Betätigungskraft  $FB$  erzeugt wird. Aufgrund der Proportionalität des Bremsdrucks  $p$  zur Betätigungskraft  $FB$  ist diese Kennlinie eine Gerade.

Mit der mittleren Kennlinie ist der Fall dargestellt, wenn die sekundäre Servokraft  $FS2$  nicht wirksam ist ( $FS2 = 0$ ), so daß der Bremsdruck  $p$  aufgrund der Betätigungskraft  $FB$  und der primären Hilfskraft  $FS1$  erzeugt wird. Diese Kennlinie weist zwei Äste auf. Der vordere steil ansteigende Ast steht für den Verstärkungsanteil der primären Servokraft  $FS1$ , der dann ab dem Aussteuerpunkt ( $F2$ ,  $p2$ ), wo die primäre Servokraft  $FS1$  aufgebraucht ist in den hinteren weniger steil ansteigenden Ast übergeht, der von der Betätigungskraft  $FB$  herrührt. Sofern die primäre Servokraft  $FS1$  einstellbar ist, kann der Gradient ( $p/F$ ) des vorderen steil ansteigenden Astes variiert werden, und somit das Ansprechverhalten der Bremsdruckgebervorrichtung angepaßt werden.

Anhand der oberen Kennlinie ist nun der Fall gezeigt, wenn der Bremsdruck  $p$  aufgrund der Betätigungskraft  $FB$ , der primären und der sekundären Servokraft  $FS1$ ,  $FS2$  erzeugt wird. Auch diese Kennlinie weist zwei Äste auf, wobei der vordere Ast eine größere Steigung als bei der mittleren Kennlinie aufweist, da der vordere Ast hierbei für den Verstärkungsanteil der primären und der sekundären Servokraft  $FS1$ ,  $FS2$  steht. Deshalb ergibt sich hierbei auch ein höherer Aussteuerpunkt ( $F3$ ,  $p3$ ), an den sich der nur noch von der Betätigungskraft  $FB$  herrührende weniger steil ansteigende Ast anschließt. Auch hierbei ist es möglich durch entsprechende Einstellung der primären und/oder sekundären Servokraft  $FS1$ ,  $FS2$  den Gradienten ( $p/F$ ) des vorderen Astes zu variieren, um das Ansprechverhalten zu variieren.

In dem Diagramm ist bei der mittleren Kennlinie ab dem Aussteuerpunkt ( $F2$ ,  $p2$ ) gestrichelt eine geradlinige Verlängerung des vorderen steilen Astes gezeigt, die auf dem hinteren

weniger steilen Ast der oberen Kennlinie endet. Dieses Betriebsverhalten wird dadurch erreicht, daß ab Erreichen des Aussteuerpunktes ( $F_2$ ,  $p_2$ ), also wenn der tatsächliche Gradient ( $p/F$ ) den gewünschten Gradienten ( $p_2/F_2$ ) unterschreiten würde, die sekundäre Servokraft  $FS_2$  zusätzlich zu der primären Servokraft  $FS_1$  erzeugt wird und so eingestellt wird, daß der gewünschte Gradient ( $p_2/F$ ) bis zum Erreichen der oberen Kennlinie aufrechterhalten wird.

Weiterhin ist in dem Diagramm bei der mittleren Kennlinie ab dem Punkt ( $F_1$ ,  $p_1$ ) gestrichelt ein Übergang auf die obere Kennlinie gezeigt. Dieses Betriebsverhalten wird durch Zuschalten der sekundären Servokraft  $FS_2$  ab dem Punkt ( $F_1$ ,  $p_1$ ) erreicht. Es findet also eine Umschaltung von dem Gradienten ( $p_2/F_2$ ) auf den steileren Gradienten ( $p_3/F_3$ ) statt. Dabei kann das Kriterium zur Festlegung des Umschaltpunktes ( $F_1$ ,  $p_1$ ) einzeln oder kombiniert betrachtet unter anderem das Erreichen eines vorbestimmten Bremsdrucks  $p$  oder einer vorbestimmten Betätigungskraft  $FB$ , das Unterschreiten einer vorbestimmten Fahrzeugverzögerung oder eines vorbestimmten Abstandes zu einem Hindernis, sowie die Überschreiten einer vorbestimmten Zeit ab Einleitung der Fahrzeugbremsung sein.

Das Erkennen des Aussteuerpunktes erfolgt z. B. mit einem Sensor, der den Druck in der Druckkammer 13b oder die Druckdifferenz an der beweglichen Wand 13a mißt. Z. B. kann der Aussteuerpunkt dann als erreicht angesehen werden, wenn der Druck in der Druckkammer 13b dem Druck der äußeren Atmosphäre (Atmosphärendruck) entspricht. In Abwandlung des vorstehend beschriebenen Ausführungsbeispiels kann der Aussteuerpunkt bzw. Knickpunkt auch dadurch erkannt werden, daß in einem Rechner der Verlauf der mittleren Kennlinie gemäß Figur 3 (also der Kennlinie  $FB + FS_1$ ) fortlaufend erfaßt wird, wobei mittels des Sensors 15 die Betätigungskraft  $FB$  und mittels des Sensors 16 der Bremsdruck  $P$  erfaßt wird. Auf diese Weise kann der Knickpunkt rechnerisch erkannt werden, z. B. über eine Beobachtung der ersten Ableitung der Funktion, die sich an der Knickstelle drastisch ändert. Ab Erreichen des Aussteuerpunktes wird die sekundäre Servokraft  $FS_2$  zugeschaltet. Weil der Gradient ( $p_2/F_2$ ), der dem Verstärkungsfaktor entspricht, für die Bremsanlage bekannt ist, kann er regelungstechnisch dann auch über den Aussteuerpunkt (Knickpunkt in der mittleren Kurve) hinaus aufrechterhalten werden, indem der Bremsdruck  $P$  als Regelgröße herangezogen wird und die Servokraft danach so eingestellt wird, daß die in Figur 3 gezeigte gestrichelte Gerade für den Druck  $P$  erreicht wird.

## PATENTANSPRÜCHE

- 5 1. Bremsdruckgebervorrichtung (1) für eine hydraulische Fahrzeugbremsanlage,  
- die durch Einleiten einer Betätigungskraft (FB) über ein Betätigungselement (2) betätigbar  
ist, um durch Verkleinern des Volumens einer Hydraulikkammer (4) einen Bremsdruck für  
wenigstens eine Radbremse (3) zu erzeugen, und  
- die mit einem Bremskraftverstärker (13) ausgestattet ist, um der eingeleiteten Betätigungs-  
10 kraft (FB) eine primäre Servokraft (FS1) zu überlagern,  
dadurch gekennzeichnet, daß  
- eine zusätzliche Hydraulikkammer (6) vorgesehen ist, deren Volumen sich bei Einleiten  
der Betätigungskraft (FB) gleichfalls verkleinert,  
- zwischen dem Ausgang der zusätzlichen Hydraulikkammer (6) und der wenigstens einen  
15 Radbremse (3) eine Pumpe (10, 10') angeordnet ist, die in Richtung von der zusätzlichen  
Hydraulikkammer (6) zu der wenigstens einen Radbremse (3) fördert, und  
- der Ausgang (10a) der Pumpe (10, 10') mit dem Ausgang der Hydraulikkammer (4) ver-  
bunden ist, um der eingeleiteten Betätigungskraft (FB) und/oder der primären Servokraft  
(FS1) eine sekundäre Servokraft (FS2) zu überlagern, so daß der Bremsdruck für die wenig-  
20 stens eine Radbremse (3) erhöht wird.
2. Bremsdruckgebervorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß  
- der Bremskraftverstärker (13) der eingeleiteten Betätigungskraft (FB) eine fest vorgegebe-  
ne primäre Servokraft (FS1) überlagert.
- 25 3. Bremsdruckgebervorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß  
- der Bremskraftverstärker (13) mittels eines elektrischen Aktuators (14) steuerbar ist, um  
erstens die Bremsdruckgebervorrichtung anstelle oder zusätzlich zu einer Betätigung über  
das Betätigungselement (2) zu betätigen und zweitens die primäre Servokraft (FS1)  
30 einzustellen.
4. Bremsdruckgebervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeich-  
net, daß  
- die Förderleistung der Pumpe (10, 10') mittels eines elektrischen Aktuators (11, 11') steu-  
35 erbar ist, um die sekundäre Servokraft (FS2) einzustellen.

- 19 -

5. Bremsdruckgebervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß
- eine Ventileinrichtung (12) vorgesehen ist, durch die in einer ersten Stellung (12.1) eine Fluidverbindung zwischen dem Ausgang der zusätzlichen Hydraulikkammer (6) und dem
- 5   Ausgang der Hydraulikkammer (4) nur über die Pumpe (10, 10') besteht und in einer zweiten Stellung (12.2) eine Fluidverbindung zwischen dem Ausgang der zusätzlichen Hydraulikkammer (6) und dem Ausgang der Hydraulikkammer (4) direkt besteht.
6. Bremsdruckgebervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet,
- 10   net, daß
- zu der Hydraulikkammer (4) eine zweite Hydraulikkammer in Serie geschaltet ist, deren Volumen sich beim Betätigen der Bremsdruckgebervorrichtung gleichfalls verkleinert, um einen Bremsdruck für wenigstens eine weitere Radbremse zu erzeugen.
- 15   7. Bremsdruckgebervorrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß
- beim Betätigen der Bremsdruckgebervorrichtung sich das Volumen der zweiten Hydraulikkammer in demgleichen Maße als das Volumen der Hydraulikkammer (4) verkleinert.
8. Bremsdruckgebervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet,
- 20   net, daß
- beim Betätigen der Bremsdruckgebervorrichtung sich das Volumen der Hydraulikkammer (4) in einem prozentual geringeren Maße als das Volumen der zusätzlichen Hydraulikkammer (6) verkleinert.
- 25   9. Bremsdruckgebervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß
- eine elektronische Steuereinheit (ECU1) vorgesehen ist, die mittels Sensoren (15, 16) zumindest eine mit der Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehende Größe erfaßt und auswertet, um in deren Abhängigkeit die elektrischen Aktuatoren (11, 11',
- 30   12, 14) anzusteuern.

- 20 -

10. Hydraulische Fahrzeugbremsanlage mit einer Bremsdruckgebervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß

- eine Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung (20) zwischen der Bremsdruckgebervorrichtung (1) und der Radbremse (3) angeordnet ist, wobei die Pumpe (10') Bestandteil der

5 Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung (20) ist.

11. Hydraulische Fahrzeugbremsanlage nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß für die Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung (20) eine elektronische Steuereinheit (ECU2) vorgesehen ist, die mittels Sensoren (17) zumindest eine mit dem dynamischen

10 Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehende Größe ermittelt, um in deren Abhängigkeit mittels elektrischen Stellgliedern (11' 21, 22) den Bremsdruck in der wenigstens einen Radbremse (3) zu steuern.

12. Hydraulische Fahrzeugbremsanlage nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß

15 - die elektronische Steuereinheit (ECU1) der Bremsdruckgebervorrichtung (1) und die elektronische Steuereinheit (ECU2) der Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung (20) über Datenleitungen (18) miteinander kommunizieren oder eine gemeinsame elektronische Steuereinheit (19) für die Bremsdruckgebervorrichtung (1) und die Antiblockier-/Antriebsschlupfregelvorrichtung (20) vorgesehen ist.

20 13. Verfahren zum Betreiben einer Bremsdruckgebervorrichtung und einer damit ausgestatteten hydraulischen Fahrzeugbremsanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß

dann, wenn

25 - der Gradient Bremsdruck ( $p$ ) zu Gesamtbetätigungskraft ( $F$ ) durch die eingeleitete Betätigungskraft ( $FB$ ) und/oder die primäre Servokraft ( $FS1$ ) bestimmt ist,

und

- der Gradient Bremsdruck ( $p$ ) zu Gesamtbetätigungskraft ( $F$ ) einen vorgegebenen Gradienten ( $p2/F2$ ) unterschreitet,

30 die sekundäre Servokraft ( $FS2$ ) der eingeleiteten Betätigungskraft ( $FB$ ) und/oder der primären Servokraft ( $FS1$ ) in einem solchen Maße überlagert wird, daß der vorgegebene Gradient ( $p2/F2$ ) zumindest aufrechterhalten wird.

14. Verfahren zum Betreiben einer Bremsdruckgebervorrichtung und einer damit ausgestatteten hydraulischen Fahrzeugbremsanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß

dann, wenn

- 5       - der Gradient Bremsdruck ( $p$ ) zu Gesamtbetätigungskraft ( $F$ ) durch die eingeleitete Betätigungskraft ( $FB$ ) und/oder die primäre Servokraft ( $FS1$ ) bestimmt ist und einem vorgegebenen Gradienten ( $p2/F2$ ) entspricht,

und

- 10       - zumindest eine mit der Betätigung der Bremsdruckgebervorrichtung in Beziehung stehende Größe ( $p$ ,  $F$ ) von einem vorgegebenen Wert ( $p1$ ,  $F1$ ) abweicht, und/oder

- zumindest eine mit dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs in Beziehung stehende Größe von einem vorgegebenen Wert abweicht,

- 15       die sekundäre Servokraft ( $FS2$ ) der eingeleiteten Betätigungskraft ( $FB$ ) und/oder der primären Servokraft ( $FS1$ ) in einem solchen Maße überlagert wird, daß der Gradient Bremsdruck ( $p$ ) zu Gesamtbetätigungskraft ( $F$ ) einem weiteren vorgegebenen Gradienten ( $p3/F3$ ) entspricht, der größer als der vorgegebene Gradient ( $p2/F2$ ) ist.

15. Verfahren nach Anspruch 13 oder 14, dadurch gekennzeichnet, daß
- 20       der vorgegebene Gradient ( $p2/F2$ ) dem Gradienten entspricht, der sich bei maximaler primärer Servokraft ( $FS1$ ) ergibt.

16. Verfahren nach Anspruch 14 oder 15, dadurch gekennzeichnet, daß
- 25       der weitere vorgegebene Gradient ( $p3/F3$ ) dem Gradienten entspricht, der sich bei maximaler primärer Servokraft ( $FS1$ ) und maximaler sekundärer Servokraft ( $FS2$ ) ergibt.

30

35

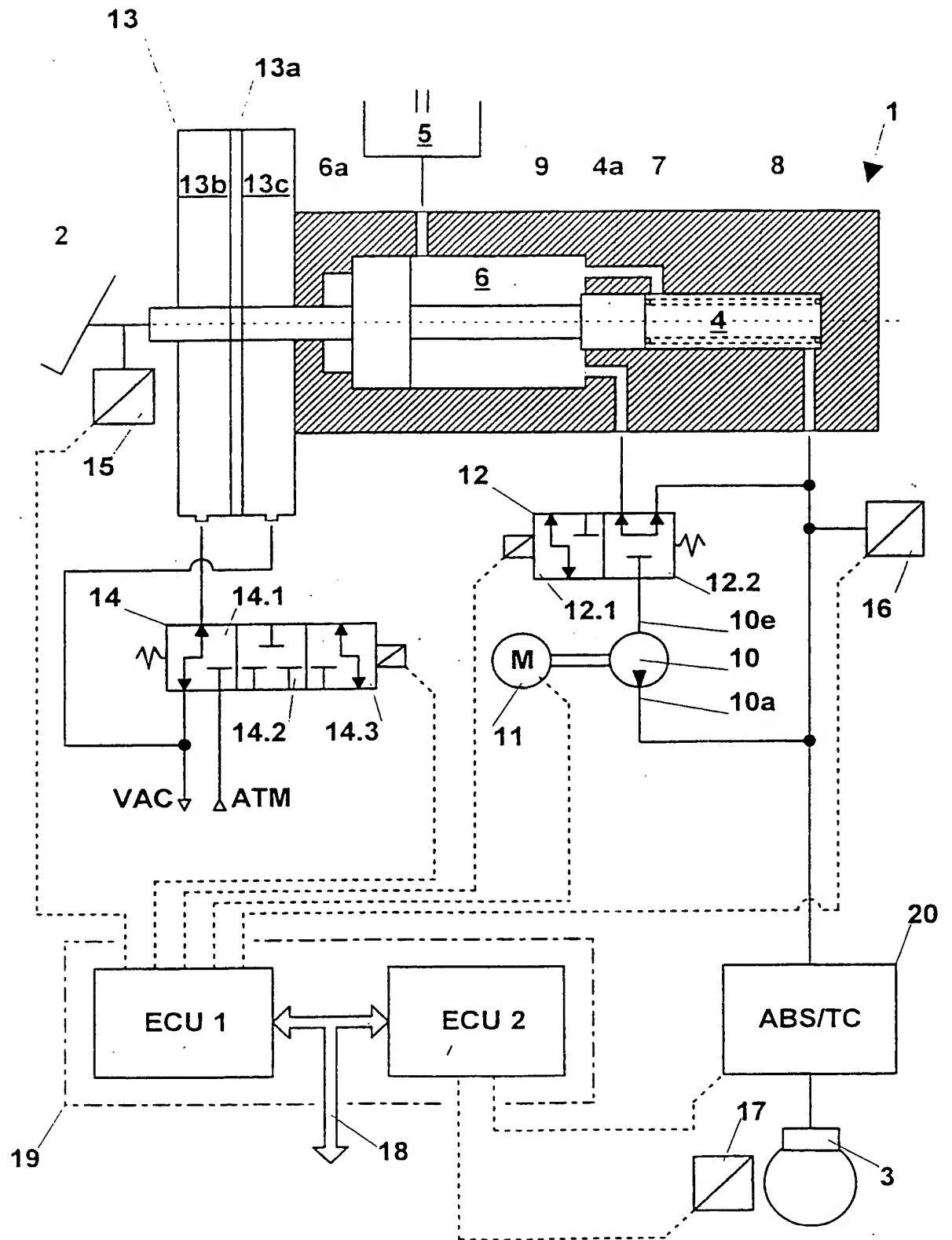
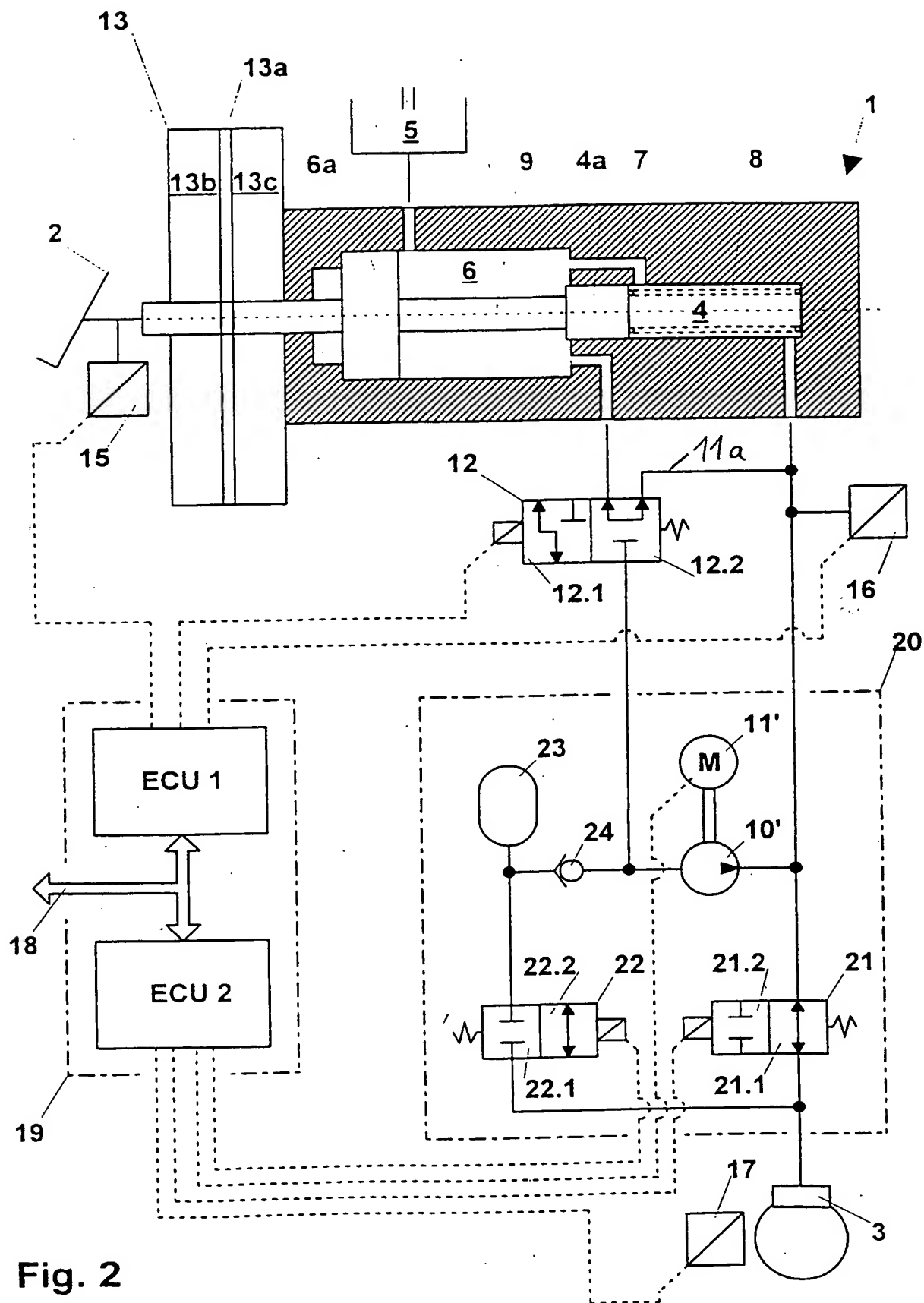


Fig. 1





**Fig. 2**

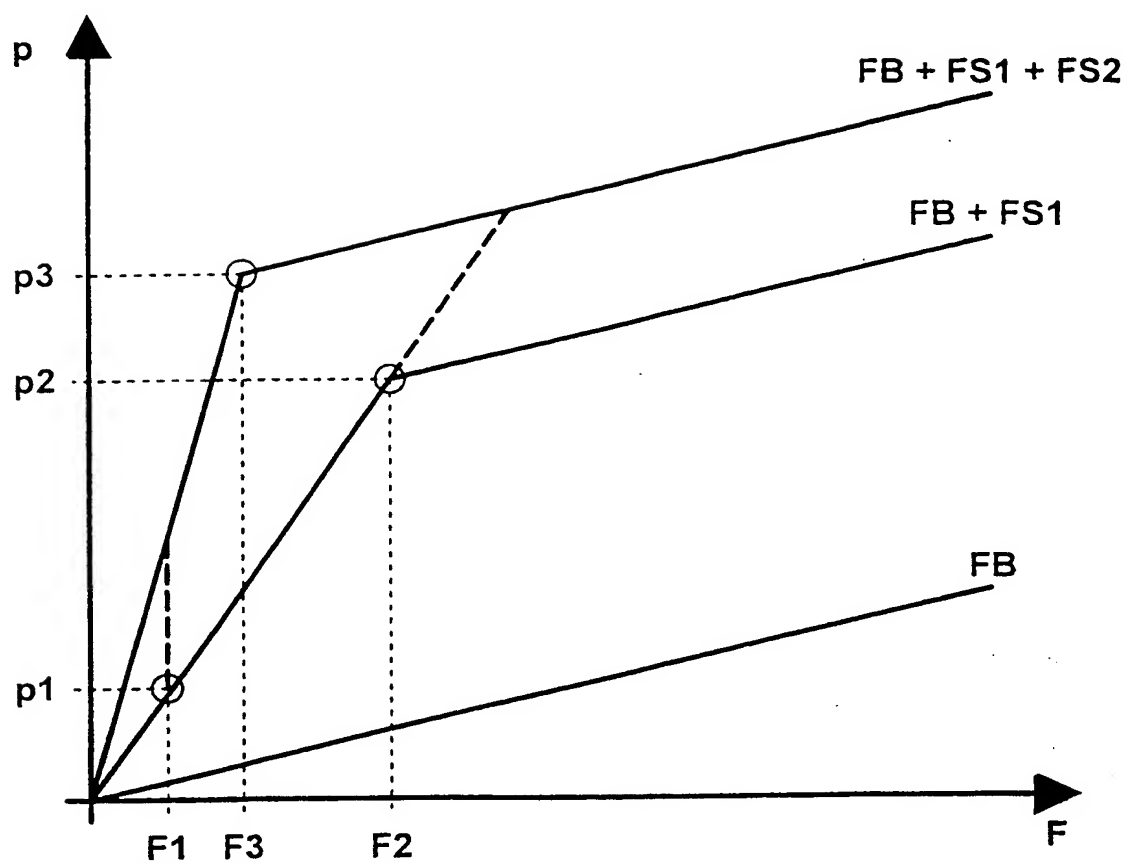


Fig. 3

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/EP 99/03913

**A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER**  
IPC 6 B60T13/16 B60T8/44

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

**B. FIELDS SEARCHED**

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 6 B60T

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

**C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT**

Category	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	EP 0 436 926 A (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 17 July 1991 (1991-07-17) column 1, line 16 - column 1, line 27 column 3, line 25 - column 4, line 3; figure	1-5,8,9
Y	DE 18 00 633 A (TELDIX GMBH) 27 May 1970 (1970-05-27) page 6, line 22 - page 7, line 24 page 9, line 15 - page 10, line 18; figure 1	1-5,8,9
A	EP 0 754 607 A (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 22 January 1997 (1997-01-22) column 5, line 40 - column 6, line 54; claim 1; figure 4	1,2,9-13
	-/--	



Further documents are listed in the continuation of box C.



Patent family members are listed in annex.

\* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier document but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

18 August 1999

Date of mailing of the international search report

25/08/1999

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Meijs, P

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No  
PCT/EP 99/03913

## C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE 195 01 760 A (BOSCH GMBH ROBERT) 25 July 1996 (1996-07-25) column 4, line 21 - column 4, line 53; figure 4 -----	1,2, 9-12,14
P,X	WO 98 47749 A (DIERINGER WERNER ;LUCAS IND PLC (GB)) 29 October 1998 (1998-10-29) page 6, line 4 - page 23, line 16; figure 6 -----	1-6,8-10

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PC1/EP 99/03913

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 0436926	A	17-07-1991	DE 4000324 A	11-07-1991
DE 1800633	A	27-05-1970	NONE	
EP 0754607	A	22-01-1997	DE 19525985 A	23-01-1997
			JP 9030385 A	04-02-1997
			US 5842751 A	01-12-1998
DE 19501760	A	25-07-1996	FR 2729626 A	26-07-1996
			GB 2297134 A, B	24-07-1996
			JP 8230634 A	10-09-1996
			US 5727852 A	17-03-1998
WO 9847749	A	29-10-1998	DE 19716404 C	29-10-1998

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 99/03913

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES  
IPK 6 B60T13/16 B60T8/44

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

## B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 6 B60T

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehorende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

## C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
Y	EP 0 436 926 A (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 17. Juli 1991 (1991-07-17) Spalte 1, Zeile 16 - Spalte 1, Zeile 27 Spalte 3, Zeile 25 - Spalte 4, Zeile 3; Abbildung ----	1-5,8,9
Y	DE 18 00 633 A (TELDIX GMBH) 27. Mai 1970 (1970-05-27) Seite 6, Zeile 22 - Seite 7, Zeile 24 Seite 9, Zeile 15 - Seite 10, Zeile 18; Abbildung 1 ----	1-5,8,9
A	EP 0 754 607 A (BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG) 22. Januar 1997 (1997-01-22) Spalte 5, Zeile 40 - Spalte 6, Zeile 54; Anspruch 1; Abbildung 4 ----- -/--	1,2,9-13

☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen:

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

18. August 1999

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

25/08/1999

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde  
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Meijs, P

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 99/03913

## C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	DE 195 01 760 A (BOSCH GMBH ROBERT) 25. Juli 1996 (1996-07-25) Spalte 4, Zeile 21 - Spalte 4, Zeile 53; Abbildung 4 ---	1, 2, 9-12, 14
P, X	WO 98 47749 A (DIERINGER WERNER ; LUCAS IND PLC (GB)) 29. Oktober 1998 (1998-10-29) Seite 6, Zeile 4 - Seite 23, Zeile 16; Abbildung 6 -----	1-6, 8-10

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 99/03913

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
EP 0436926	A	17-07-1991	DE	4000324 A	11-07-1991
DE 1800633	A	27-05-1970	KEINE		
EP 0754607	A	22-01-1997	DE	19525985 A	23-01-1997
			JP	9030385 A	04-02-1997
			US	5842751 A	01-12-1998
DE 19501760	A	25-07-1996	FR	2729626 A	26-07-1996
			GB	2297134 A, B	24-07-1996
			JP	8230634 A	10-09-1996
			US	5727852 A	17-03-1998
WO 9847749	A	29-10-1998	DE	19716404 C	29-10-1998